

СОПОСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ И ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ ПРЯМОТОЧНОГО ЦИКЛОНА С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОТБОРОМ С ЭКСПЕРИМЕНТОМ

В.С. Асламова

Ангарская государственная техническая академия

E-mail: veras@pisem.net

Выполнено сопоставление значений коэффициента гидравлического сопротивления и потерь давления, рассчитанных по известным зависимостям, с результатами экспериментального исследования прямооточного циклона с промежуточным отбором с различными начальными диаметрами выхлопного патрубка. Сравнение коэффициентов гидравлического сопротивления в области автомодельности по числу Рейнольдса показало, что относительная ошибка определения коэффициента сопротивления циклона существенно превышает 20 %. Относительная ошибка прогнозных значений потерь давления колеблется от 31,4...51,8 %.

Ключевые слова:

Прямоточный циклон, промежуточный отбор пыли, осевой направляющий аппарат, гидравлические потери, коэффициент гидравлического сопротивления.

Целесообразность использования того или иного пылеуловителя определяется не только его эффективностью очистки, но и гидравлическим сопротивлением, вычисляемым как разность полного давления на выходе из аппарата и на входе в него. Гидравлические потери в циклоне связаны с расширением потока при входе в сепарационную камеру, затратами энергии на создание вращательного движения, потерями на трение о стенки, в выхлопной трубе (на трение, раскрутку газа и т. д.), а также с любыми изменениями перепада полного давления, обусловленными преобразованием кинетической энергии вращения потока в энергию давления. Гидравлическое сопротивление циклонов обычно рассматривают как местное сопротивление. Коэффициент гидравлического сопротивления, потери давления в циклоне определяют в основном экспериментально и представляют как функцию геометрических параметров и критерия Рейнольдса [1].

В работах [2, 3] гидравлическое сопротивление прямооточных циклонов представлено в виде суммы сопротивлений отдельных частей тракта: сопротивлений цилиндрической части аппарата, завихрителя и выхлопного патрубка. При этом сопротивление цилиндрической части рассчитано теоретически для различных законов распределения тангенциальной скорости

$$w_{\phi} r^n = \text{const}, \quad (1)$$

где r – текущий радиус.

Поэтому полное давление на входе в циклон P_1^* предложено [2, 3] представить в виде суммы только двух составляющих:

$$P_1^* = P_2^* + \Delta P_{\text{зав}}, \quad (2)$$

где $\Delta P_{\text{зав}}$ – местное сопротивление, создаваемое завихрителем, P_2^* – полное давление закрученного потока в сечении за завихрителем, вычисляемое по формуле

$$P_2^* = \frac{\bar{M}^2}{\psi \cdot n} \left[\frac{1}{(1-\psi)^n} - 1 \right] + \frac{1}{\psi^2}, \quad (3)$$

где $\psi = (R - r_a)^2 / d_2^2$ – относительная площадь кольцевого канала ($R - r_a$); d_2 – диаметр циклона; r_a – радиус ядра потока; $\bar{M} = \cos \gamma \cdot \bar{R}_{\text{цм}} / \bar{f}$ – относительный момент количества движения; $\bar{f} = f / (\pi d_2^2)$ – относительная площадь завихрителя; γ – угол установки лопаток на выходе из завихрителя к радиальной плоскости; $\bar{R}_{\text{цм}} = \sqrt{0,5[1 + (d_1/d_2)^2]}$ – относительный радиус центра тяжести потока на выходе из завихрителя; d_1 – внутренний диаметр завихрителя.

Влияние местных потерь при входе очищенного газа в выхлопной патрубок циклона можно учесть введением в формулу (3) дополнительного параметра:

$$P_2^* = \frac{\bar{M}^2}{\psi \cdot n} \left[\frac{1}{(1-\psi)^n} - 1 \right] + \frac{1}{\psi^2 \cdot \bar{d}_{\text{вых}}^4}, \quad (4)$$

где $\bar{d}_{\text{вых}} = d_{\text{вых}} / d_2$ – относительный диаметр выхлопного патрубка.

В результате обработки обширного экспериментального материала авторами работы [3] предложено эмпирическое уравнение для расчета коэффициента гидравлического сопротивления осевых направляющих аппаратов (ОНА):

$$\zeta_{\text{зав}} = A \cdot \frac{\cos \gamma^{1,7}}{f^{1,7}}, \quad (5)$$

где γ – угол установки лопаток на выходе из завихрителя к радиальной плоскости; $A=0,8$ – для завихрителей с плоскими лопатками; $A=0,6$ – для завихрителей с закругленными лопатками.

При проверке применимости зависимостей (2), (4), (5) для расчета потерь давления в прямооточном циклоне с промежуточным отбором пыли (ПЦПО) [5] по относительному моменту количества движения \bar{M} коэффициент ψ рассчитывался методом дихотомии из уравнения

$$\bar{M} = \frac{(1-\psi)^{0,5(n+1)}}{\sqrt{\frac{\psi^2}{2} \left[1 - \frac{1-\psi}{\psi \cdot n} + \frac{(1-\psi)^{n+1}}{\psi \cdot n} \right]}}. \quad (6)$$

Уравнение (6) получено авторами работы [3], исходя из гипотезы Г.Н. Абрамовича, основанной на принципе максимального расхода [6].

Сравним предложенную методику расчета гидравлических потерь с экспериментальными исследованиями ПЦПО [5]. Запыленный поток закручивается в ПЦПО при помощи ОНА с углом установки непрофилированных лопаток $\gamma=32,5^\circ$ к радиальной плоскости, $\bar{f}=0,4136$, $d_2=0,12$ м, $d_1=0,75d_2$; $\bar{M}=1,8022$, средняя скорость потока на выходе из ОНА составила 21,76 м/с, $\zeta_{зав}=2,6860$. Остальные расчеты приведены в табл. 1. Относительная ошибка определения гидравлических потерь в циклоне определялась по формуле

$$\varepsilon = \frac{(\Delta P_p - \Delta P)}{\Delta P_p} \cdot 100 \%$$

Как видно из табл. 1 погрешность определения гидравлических потерь ε существенно превышает допустимый предел. Меньшая погрешность соответствует большему диаметру выхлопного патрубка. Изменения показателя n в законе распределения тангенциальных скоростей практически не сказывается на величине ΔP .

Детальное изучение гидравлического сопротивления циклонов было выполнено С.Б. Шефердом и С.Е. Лейплом [4]. Ими впервые был использован комплекс $\frac{\bar{f}_{ex}}{\bar{d}_{вых}} = \frac{\bar{f}_{ex}}{\bar{d}_{вых}^2}$, имеющий существенное

значение при анализе закрученных течений и определяющий особенности аэродинамических процессов в циклонах. Обобщая экспериментальные данные ими была получена эмпирическая зависимость для определения коэффициента сопротивления циклона ζ , учитывающая потери, связанные с расширением потока при входе в сепарационную камеру, затраты энергии на создание вращательного движения, потери на трение о стенки:

$$\zeta = k \cdot \frac{\bar{f}_{ex}}{\bar{d}_{вых}^2}, \quad (7)$$

где k – коэффициент, зависящий от конструкции входа потока: для лопаточного завихрителя $k=7,4$, для спирального – 12, для тангенциального – 16.

Таблица 1. Сопоставление экспериментальных и расчетных гидравлических потерь ПЦПО на запыленном воздухе

$\bar{d}_{вых}$	n в (1)	Ψ по (6)	P_2^* , Па по (4)	$\Delta P_{зав}$, Па по (5)	P_1^* , Па по (2)	ΔP_p , Па	ε , %
0,48	0,3	0,51606	75,84	733,5002	809,34	1678,30	51,80
0,58			38,28		771,78	1415,45	45,47
0,68			22,66		756,17	1134,14	31,54
0,48	0,5	0,50045	80,60	733,5002	814,10	1678,30	51,49
0,58			40,67		774,17	1415,45	45,31
0,68			24,06		757,56	1134,14	31,41

Ж. Касал и Ж.М. Мартинес-Бенет [4] приводят следующее уравнение для расчета коэффициента ζ :

$$\zeta = 11,3 \cdot \left(\frac{\bar{f}_{ex}}{\bar{d}_{вых}^2} \right)^2 + 3,33. \quad (8)$$

В формулах (7) и (8) не учитывается влияние длины сепарационной камеры циклона на коэффициент гидравлического сопротивления.

П.М.К. Александер [4] предложил расчет потерь давления в циклоне-отделителе, основанный на предположении о зависимости коэффициента гидравлического сопротивления в основном от потерь кинетической энергии газового потока:

$$\zeta = 4,62 \cdot \frac{f_{ex}}{D_K d_{вых}} \left[\left(\frac{1}{\bar{d}_{вых}^{2n}} - 1 \right) \cdot \frac{(1-k)}{k} + \frac{f}{\bar{d}_{вых}^{2n}} \right], \quad (9)$$

где

$$k = 1 - \left[1 - \frac{(0,394 D_K)^{0,14}}{2,5} \right] \cdot \left(\frac{T}{283} \right)^{0,3},$$

D_K – диаметр циклона в см;

$$f = 0,8 \left[\frac{4-2^k}{3k(1-k)} - \frac{1-k}{k} \right] + 0,2 \left[(2^{2k} - 1) \frac{(1-k)}{k} + 1,5 \cdot 2^{2k} \right].$$

Для циклона ПЦПО $D_K=12$ см, $\bar{H}_0=\bar{H}_u=4,18D_K$, $\bar{D}_0=0,75$, $T=293$ К.

В работе [1] экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению вертикального прямого циклона были аппроксимированы следующей зависимостью от геометрических параметров:

$$\Delta P = 3694,5 + 102,8 \bar{H}_0 - 82,2 \bar{D}_0 - 4310,6 \bar{d}_{вых} - 40,2 \bar{H}_u,$$

где $\bar{H}_0=H_0/D_K$ и $\bar{D}_0=D_0/D_K$ – относительные высота и диаметр обтекателя, $\bar{H}_u=H_u/D_K$ – относительная высота цилиндрической части циклона. Тогда

$$\zeta = 2\Delta P / \rho_g W^2. \quad (10)$$

В табл. 2 приведено сопоставление коэффициента гидравлического сопротивления ζ_p , рассчитанного по предлагаемым зависимостям, с экспериментальными значениями коэффициента ζ_a в области автомодельности по числу Рейнольдса для угла установки лопаток ОНА $\gamma=32,5^\circ$ и различных начальных диаметров выхлопного патрубка ПЦПО. Относительная ошибка определения коэффициента сопротивления циклона определялась по формуле

$$\bar{\Delta \zeta} = \frac{(\zeta_a - \zeta_p)}{\zeta_a} \cdot 100 \%$$

Таблица 2. Сопоставление опытных коэффициентов ζ_s с расчетными ζ_p

$\bar{d}_{\text{вык}}$	ζ_p	$\zeta_{\text{оп}}$ [5]	$\bar{\Delta\zeta}$, %	Номер формулы
0,48	13,28	50,0...51,8	73,47...74,34	(7)
0,58	9,10	33,9...35,0	73,16...74,00	
0,68	6,62	23,5...23,8	71,83...72,18	
0,48	39,74	50,0...51,8	20,52...23,80	(8)
0,58	20,41	33,9...35,0	39,79...41,68	
0,68	12,37	23,5...23,8	47,36...48,02	
0,48	3,42	50,0...51,8	93,16...93,36	(9)
0,58	2,70	33,9...35,0	92,04...92,28	
0,68	2,21	23,5...23,8	90,60...90,71	
0,48	32,5	50,0...51,8	35,00...36,89	(10)
0,58	23,50	33,9...35,0	30,68...32,86	
0,68	14,40	23,5...23,8	38,72...39,50	

Как видно из табл. 2 наименьшее расхождение опытных и расчетных данных получено для наименьшего начального участка выхлопного патрубка

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Смирнов М.Е., Сугак А.В, Гончаров Г.М. Циклон для литейного производства // Экология и промышленность России. – 2000. – № 5. – С. 13–14.
- Приходько В.П., Сафонов В.Н., Козловский Е.В., Холпанов Л.П. Аппараты с вихревыми контактными устройствами: конструкции, расчет, применение. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1990. – 44 с.
- Приходько В.П., Пирогова О.А., Прохоров Е.М. Основные принципы создания энергосберегающих устройств циклонного типа // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2006. – № 10. – С. 32–33.
- Сабуров Э.Н., Карпов С.В., Осташев С.И. Теплообмен и аэродинамика закрученного потока в циклонных устройствах. – Л.: ЛГУ, 1989. – 276 с.

ПЦПО при использовании регрессионной зависимости (8), заимствованной из работы [4]. Однако ошибка определения коэффициента гидравлического сопротивления во всех случаях превышает допустимый предел.

Вывод

Большая ошибка определения потерь давления и коэффициента гидравлического сопротивления обусловлена тем, что существующие методики оценки коэффициента гидравлического сопротивления и потерь давления не учитывают особенности конструкции ПЦПО и сложную газодинамическую обстановку, возникающую в этом аппарате. Поэтому целесообразно разработать методику расчета гидравлического сопротивления для ПЦПО с учетом конструктивных особенностей аппарата, представленную в работе [7].

- Асламова В.С., Шерстюк А.Н. Влияние геометрических и режимных параметров прямогоочного циклона на его эффективность // Теплоэнергетика. – 1991. – № 10. – С. 63–67.
- Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. – М.: Наука, 1984. – 716 с.
- Асламова В.С. Расчет гидравлического сопротивления прямогоочного циклона с промежуточным отбором // Известия Томского политехнического университета. – 2008. – Т. 313. – № 4. – С. 54–60.

Поступила 25.06.2008 г.